

Шифр «Модернізація візка»

**Поліпшення динамічних показників вантажного вагона за рахунок
модернізації конструкції візка**

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 ОГЛЯД СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ДИНАМИКИ ВАГОНА.....	5
1.1 Аналіз досліджень з питань динаміки вантажних потягів	5
1.2 Аналіз конструктивних рішень в створенні двовісних візків вантажних вагонів.....	6
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА	14
2.1 Варіант модернізації візка вантажного вагона моделі 18-100	14
2.2 Розрахунок навантажень, що діють на напрямні ролики при проходженні візком кривої ділянки шляху.....	20
ВИСНОВКИ	30
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	31

ВСТУП

Залізничний транспорт є одним з основних видів транспорту загального користування України. У 2019 році вантажообіг залізничного транспорту становив 181,8 млрд ткм [10]. На частку залізниць України припадає понад дві третини загального вантажо- та пасажирообігу. від загального обсягу вантажообігу країни. У подальшому, враховуючи вимоги Європейського Союзу щодо необхідності зменшення шкідливого впливу автомобільного транспорту на навколишнє природне середовище, питома вага залізничних перевезень збільшуватиметься [16]. Серйозне збільшення вантажообігу ставить перед конструкторами завдання по створення нових інноваційних вагонів зі збільшеним осьовим навантаженням. Згідно Розпорядження від 16.12.2009 № 1555-р «Про Стратегію розвитку залізничного транспорту в Україні на період до 2020 року» [16] основними напрямками реалізації Стратегії є:

- забезпечення залізниць рухомим складом вітчизняного виробництва, здатним істотно підвищити техніко-технологічні показники, зокрема щодо:

- підвищення швидкості руху вантажних поїздів до 100—120 і пасажирських — до 160—200 кілометрів на годину;

- збільшення маси поїздів, відстані безоглядного та міжремонтного пробігу транспортних засобів, строку їх експлуатації;

- підвищення ефективності використання вагонів і локомотивів;

- поетапне впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів, насамперед за напрямками Київ - Донецьк, Київ - Харків, Київ - Одеса, Київ - Дніпропетровськ, Київ - Львів, Дніпропетровськ - Сімферополь;

- прискорення темпів інтеграції залізничного транспорту до європейської та світової транспортної системи, налагодження тісного міжнародного економічного співробітництва, впровадження принципів європейської транспортної політики, ефективного використання вигідного географічного розташування України для збільшення обсягу транзитних перевезень;

- здійснення комплексу заходів щодо забезпечення безпеки руху поїздів та схоронності вантажів під час перевезень, зменшення негативного впливу залізничного транспорту на навколишнє природне середовище, впровадження ресурсозберігаючих технологій.

Збільшення швидкостей руху і навантаження на вісь приводить до підвищеного зносу ходових частин вантажного вагона. Через підвищений знос збільшується простій вагонів через високу трудомісткість робіт і брак запасних частин на ремонтних підприємствах. Внаслідок чого транспортні компанії і АТ «Укрзалізниця» несуть величезні збитки.

Станом на 2020 рік на території України, основна частина залізничного рухомого складу експлуатується на візках моделі 18-100. Багаторічний досвід експлуатації даного візка показав як переваги, так і недоліки даної конструкції. Протягом останніх 20 років конструкція даного візка змінювалася і модернізувалася, але подальша експлуатація виявляла нові недоліки.

В даний час цей візок намагаються замінити на більш нові та сучасні візки Barber S-2-R, Motion Control. Дані візки складніше в конструкції і набагато дорожче. Через дорогі запасні частини на дані візки, простоювання вагона не меншає, а навіть більшає. Для заміни всіх візків моделі 18-100 на сучасні моделі потрібно близько 50 років. Внаслідок вищевикладеного, раціонально задуматися про модернізацію вже існуючих візків моделі 18-100 [17].

1 ОГЛЯД СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ДИНАМИКИ ВАГОНА

1.1 Аналіз досліджень з питань динаміки вантажних потягів

Об'єктом дослідження такої науки як динаміка вагона є вивчення пружно-дисипативних характеристик рухомого складу, так як саме ці характеристики надають більший вплив на рух вагона.

Перші дослідження динамічних і міцнісних якостей рейкових екіпажів з'явилися при створенні цих екіпажів. І потім, у міру вдосконалення конструктивних рішень, засобів обчислювальної техніки і математичного забезпечення, розвивалася і теорія оцінки динамічної навантаженості залізничних транспортних засобів.

До числа перших досліджень в області оцінки поведінки рейкових екіпажів слід віднести наукові роботи Жуковського Н. Е., Петрова М. П., Годицького-Цвирко А. М., Винокурова М. В., Мар'є Г. [21-25]. Значного розвитку теорія взаємодії рухомого складу та колії отримала в науковій школі Всеросійського науково-дослідного інституту залізничного транспорту (ВНДІЗТ, м. Москва). Видатні вчені, доктора технічних наук Вершинський С. В., Тібілов Т. А., Грачова Л. І., Ромен Ю. С., Черкашин Ю. М., Богданов В. М., Коган А. Я., Вериго М.Ф., Львів А.А. відомі за працями, які в значній мірі охоплюють всі аспекти динамічної навантаженості рейкових екіпажів і шляху [26-33].

Московська наукова школа відома також представниками МІІТу і ВЗІІТу: Медель В.Б., Анісімов П.С., Хусідов В.Д., Філіппов В.Н., Шадур Л.А., Савоськин А.Н. [34-40].

Великий внесок у розвиток теорії динамічної навантаженості рейкових екіпажів також вносять вчені Санкт-Петербурзького університету шляхів сполучення (ПДУШС): Челноков І.І., Соколов М.М., Бороненко Ю.П., Третьяков А.В., Варава В. І., Битюцький А.А., Шашков Н.А., Соколов А.М. та ін. [41-45].

До представників Польської наукової школи динаміків слід віднести докторів наук, професорів Богача Р., Худзікевича А., Сітажа М., Сладковського А. та інших [46-49].

Відомі праці представників наукової школи Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, заснованої професором Коняєвим О.М. і продовженої професором Голубенко О.Л., представниками якої є професори Осенін Ю.І., Горбунов М.І., Ткаченко В.П. та ін. [50-53].

Без сумніву центром в області динаміки залізничних екіпажів є Дніпропетровська наукова школа механіки, заснована академіком Національної академії наук України Лазаряном Всеволодом Арутюновичем [54]. До плеяди вчених - представників цієї наукової школи - можна віднести докторів технічних наук, професорів Блохіна Є.П., Коротенка М.Л., Дановича В.Д., Манашкіна Л.А., Дьоміна Ю.В., Ушкалова В.Ф., Богомаза Г.І., Редько С.Ф., Кельріха М.Б., Бубнова В.М., Радченко Н.А., Савчука О.М., Пшінько О.М., Скалозуба В.В., Мямліна С.В. [55-58].

Відомі теорії, що описують процес взаємодії залізничного колеса і рейки, запропоновані Картером і Калкером [59-60], використовуються в математичних моделях для визначення динамічної навантаженості різних типів рейкових екіпажів.

1.2 Аналіз конструктивних рішень в створенні двовісних візків вантажних вагонів

В даний час найбільшого поширення набули двовісні візки з опиранням кузова вантажного вагона на підп'ятник, або з опиранням на підп'ятник і частково на пружні скользуни. Ресорне підвішування у таких візків центральне з безпосереднім зв'язком рами з колісними парами. Конструкція рами візка представляє собою дві литі бічні рами, які не жорстко пов'язані між собою. Така конструкція візків отримала широке поширення на всьому пострадянському просторі, Китаї, на території Північної Америки, в Австралії і країнах Африки

[9].

Найбільш масовим триелементним візком для вантажних вагонів на залізницях країн СНД, України, Балтії, Грузії і Росії є візок моделі 18-100 (ЦНДІ-ХЗ), експлуатований вже більше 50 років. Візок моделі 18-100 (рис. 1.1) складається з двох литих бічних рам 3, з однієї надресорної балки 4, з двох білінійних пружинних комплектів, двох колісних пар 1 і чотирьох букс і гальмової важільної передачі 6. Гальмівна система у візка колодкова з одностороннім натисканням колодок.

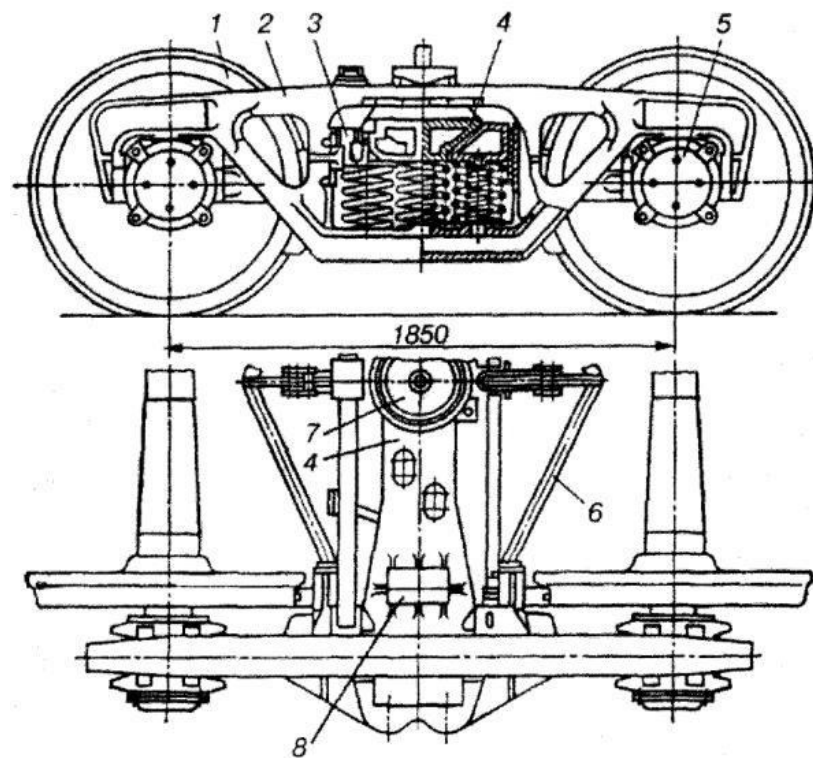


Рисунок 1.1– Візок 18-100

Бічна рама візка моделі 18-100 (рис. 1.2) відливається з низьколегованої сталі марки 20ФЛ або 20ГФЛ і 20ГЛ. Рама має пояс і колонки, які утворюють отвір для центрального ресорного підвішування, а по краях - буксові отвори [1]. Варто зауважити, що в різних місцях бічна рама має різну форму перетину. У похилому поясі і в вертикальних колонках рама має коритоподібну форму. У середній частині отвору розташовані напрямні 5, які обмежують поперечні

переміщення фрикційних гасителів коливань, а знизу знаходиться опорна поверхня для розміщення пружинного комплекту. Зсередини даної поверхні знаходяться полки 7, які є опорою для наконечників і запобіжних пристроїв для утримання триангеля. У місцях переміщення фрикційного клина встановлюється зносостійка планка. Так само для правильного складання візків на внутрішню площину бічної рами наносяться шишки 3 [1].

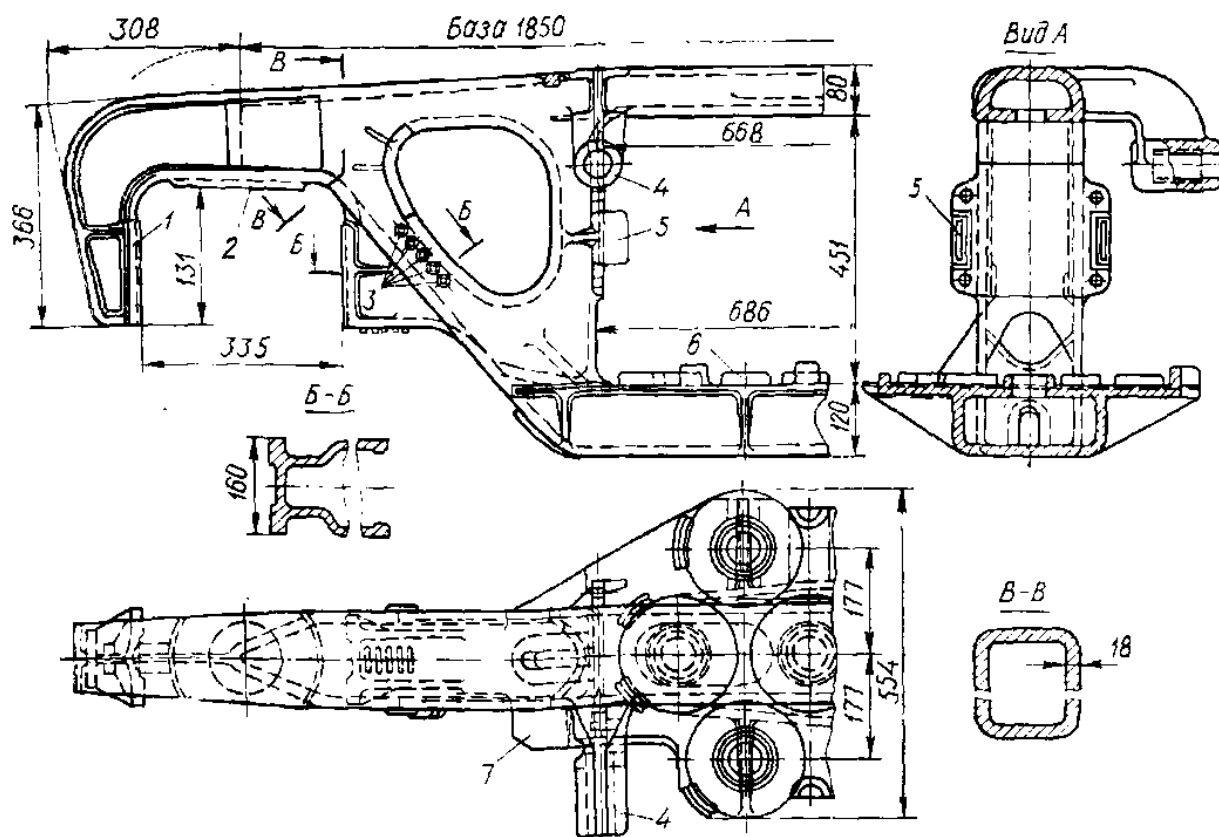


Рисунок 1.2 – Бічна рама візка 18-100

Надресорна балка (рис. 1.3) відливається зі сталі 20ФЛ або 20ГФЛ і 20ГЛ. Перетин балки має коробчату форму і виготовляється разом з підп'ятником 1, опорами для ковзунів 3, виїмками для встановлення фрикційних клинів, буртами 5 і виступами 4, які обмежують зсув пружин ресорного комплекту [9].

Ковзун (рис. 1.3) відливається спільно з надресорною балкою і складається з ковпака 8, який надягається на опору ковзуна 3. Для регулювання зазорів між кузовом вагона і ковзуна використовуються прокладки 9. Болти 10, захищають ковпак від падіння на залізничні колії. Кузов вагона безпосередньо спирається на

підп'ятник 1, ковзуни ж необхідні для додаткової опори при проходженні кривих ділянок колії. Для міцності в підп'ятник встановлюються колонки, з розміщенням піддону 11, який є опорою шворня. Основне навантаження підп'ятник надресорної балки отримує від п'ятника кузова вагона. Для поздовжньої жорсткості і зручності установки кузова вагона на візки після ремонту в центр п'ятника встановлюється сталевий шкворень. Єдиний пружинний силовий елемент, який утримує надресорну балку від бічних переміщень, є пружинний комплект, який встановлюється в центральному отворі [9].

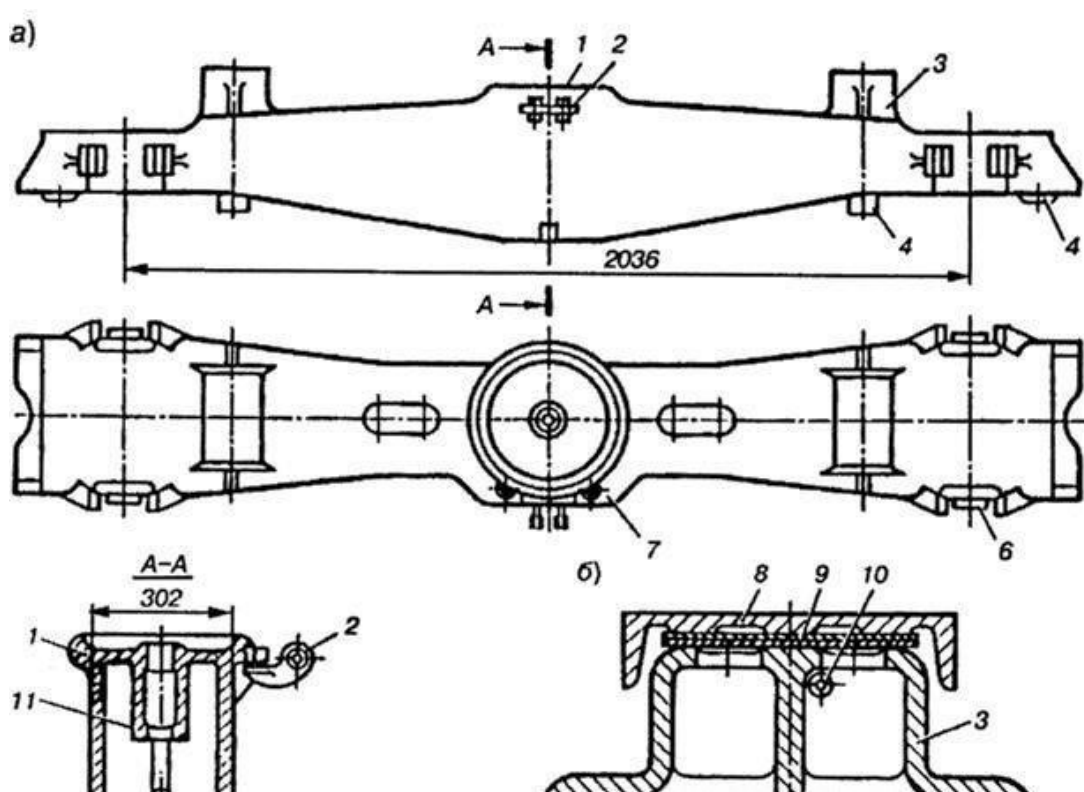


Рисунок 1.3 - Надресорна балка візка моделі 18-100

Ресорне підвішування візка 18-100 складається з двох комплектів, які розміщені в ресорних отворах лівої і правої бічної рами, з лінійною силовою характеристикою. У кожен комплект входить сім дворядних пружин. Крайні пружини комплекту утримують клини гасителів коливань [9]. У нижній частині клинів розташовуються кільцеві виступи, які не допускають зсув клинів щодо пружин. Для обмеження переміщень в горизонтальній площині в нижній частині надресорної балки знаходяться напрямні.

Проект модернізації М-1698 (рис. 1.4) передбачає зниження швидкості зносу основних пар тертя візка («кузов - ковзун», «п'ятник - підп'ятник», «фрикційний клин - бічна рама», «бічна рама - букса») за рахунок установки між ними елементів з підвищеною зносостійкістю. Так змінні прокладки були встановлені в буксовий проріз бічної рами. Фрикційну планку замінили на складову. Вона складається з двох елементів нерухокої планки, яка встановлюється на бічну раму, і контактної фрикційної планки. Через дисипативні властивості чавуну сталеві клини були замінені на чавунні. Для зменшення зносу підп'ятника надресорної балки був встановлений зносостійкий елемент у вигляді плоского диска. Ковзуни в свою чергу обладналися зносостійким ковпаком. Після вищевикладеної модернізації візок 18-100 отримав позначення 18-100М [2].

У візку моделі 18-578 реалізовані технічні рішення двох описаних проектів модернізації візка моделі 18-100. Крім того, в конструкції візка застосовані: бічна рама посиленої конструкції, ресорний комплект з меншою жорсткістю. Також відмінністю даної моделі візка були пружно-каткові ковзуни постійного контакту [5].



Рисунок 1.4 - Візок моделі типу 18-100 (ЦНДІ-ХЗ) (з підшипниками кочення і модернізацією за проектом М 1698)

З появою візка 18-578 стало можливо демонтувати ковзуни з надресорної

балки. На даному візку були встановлені ковзуни постійного контакту фірми «A.Stucki» (рис. 1.5) [7].

На початку 2010-х років скользуни фірми «A.Stucki» стали в обов'язковому порядку виводитися з експлуатації через перекидання вагонів в кривій [8]. На зміну даному ковзуну прийшов пружний ковзун постійного контакту MV-18SB (рис. 1.6). За проектом пружно-каткові скользуни на візках моделі 18-578 підлягали заміні на ковзуни, представлені на рис. 1.7.

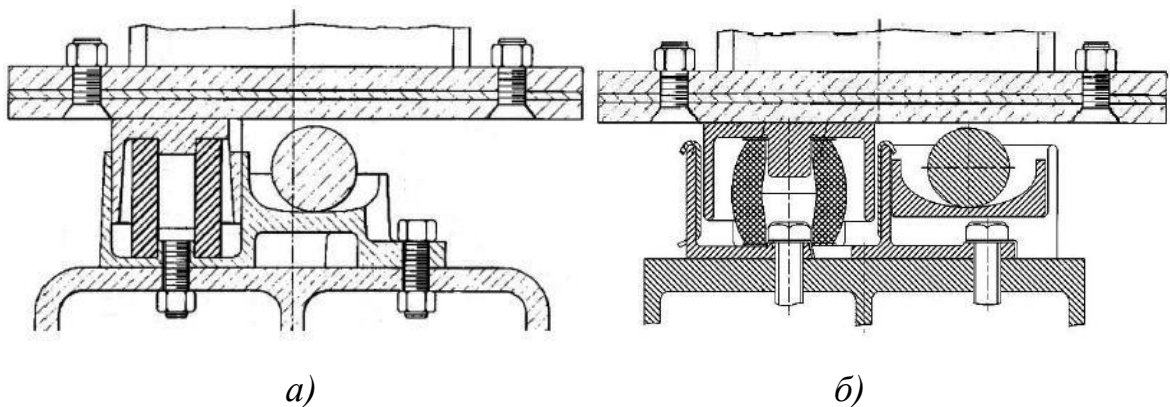


Рисунок 1.5 - Пружно-катковий ковзун фірми «A.Stucki»:

а) без закріплення ролика; б) із закріпленням ролика



Рисунок 1.6 – Ковзун марки MV-18SB

Так само до помітних особливостей можна віднести:

- колісні пари з циліндричними підшипниками 36-42726E2M, 36-232726E2M або конічними дворядними підшипниками касетного типу TBU 130x250 по ТУ ВНПП 048-2, які встановлені в корпуси букс по ОСТ 24.153.12;
- рессорное підвішування візка моделі 18-578 має збільшений статичний

прогин - 65 мм;

- в під'ятник вільно встановлена чаша з низьколегованої сталі 30 ХГСА твердістю 320 ... 400 НВ з приваркой в чотирьох місцях.

- на похилу поверхню клина встановлюється змінна зносостійка накладка з поліуретанового еластомеру марки АПІ-4, яка фіксується за допомогою виступів, які виконані як одне ціле з тілом накладки [5].

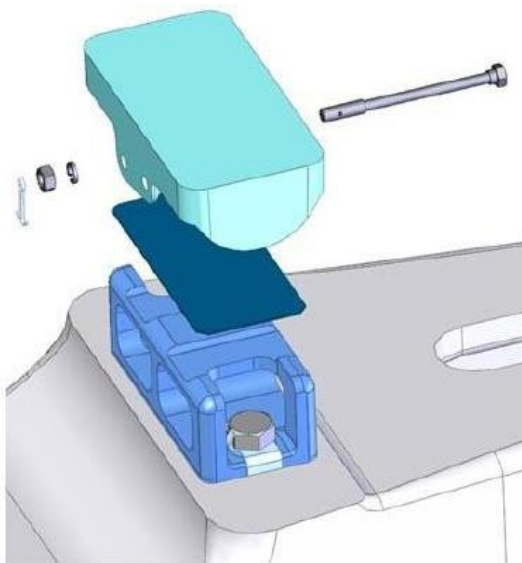


Рисунок 1.7 - Безконтактний ковзун ПКБ ЦВ ВАТ «РЗД»

Однак у всіх візків в ході експлуатації виявлена недостатня міцність бічної рами, так само величезний знос вузлів і деталей в експлуатації. Це пов'язано з тим, що конструкція рами не відповідає сучасним вимогам міцності. Крім того, конструкція бічної рами така, що навіть найнезначніші перевищення навантаження сприяють до ливарних дефектів, що різко знижує її міцність від втоми.

Все це змушує інженерів і вчених працювати над вдосконаленням конструкції візка 18-100 і його аналогів, підвищенням його міцності і технологічності. В цілому існуючі аналоги візка 18-100 є перспективними перехідними моделями, які з раціональним підходом до модернізації можуть ще довго прослужити. Працюючи над вдосконаленням конструкції двовісних вантажних візків з навантаженням 25 тс/вісь, вагобудівники паралельно ведуть

активну роботу по розробці і постановці на виробництво візків з осьовим навантаженням 27 тс і навіть 30 тс [9].

Безумовно, вдосконалення конструкцій візків для залізничних вагонів необхідно виконувати, спираючись не тільки на вітчизняний, а й на зарубіжний досвід. Так само всі прийняті рішення повинні бути оцінені з точки зору ремонтпридатності і взаємозамінності, кліматичних умов експлуатації, економічного ефекту від впровадження нових технологій [11].

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

2.1 Варіант модернізації візка вантажного вагона моделі 18-100

Самою навантаженою частиною в вантажному вагоні є ходові частини. Вони служать опорою екіпажу на шлях і забезпечують безпеку руху залізничного складу. Конструкція ходових частин в даний час різноманітна, число моделей досягає більше 50. Від конструкції ходових частин залежить дуже багато, як безпека, так і швидкість доставки вантажу. За останні 30 років сформувалася головна проблема на Укрзалізниці - це великі витрати на ремонт ходових частин вагонів.

Можна виділити дві основні причини, які впливають на підвищений знос візків моделі 18-100: це підвищення осьового навантаження і збільшення експлуатаційної швидкості руху. Найчастіше даний візок не здатний витримати такі зміни, так як проектувався для інших умов експлуатації. В даний час для поліпшення динамічних якостей даної конструкції можна виділити кілька способів поліпшення: застосування зносостійких прокладок в місцях тертя, використання нових профілів катання колісних упав зі збільшеним осьовим навантаженням, застосування зв'язків для забезпечення жорсткості бічних рам, застосування нових букс з касетними підшипниками і адаптером. Дані дії дають невеликі поліпшення в динаміці рухомого складу.

Беручи до уваги той факт, що в експлуатації в Україні знаходиться значна кількість візків типу 18-100, доцільно провести модернізацію саме цього візка.

Так як найбільше навантаження візок вагона отримує саме на кривій ділянці шляху, розберемо, що відбувається з візком при проходженні вагона даної ділянки шляху. Під час руху візка на кривій ділянці шляху внутрішнє колесо проходить менший шлях, ніж зовнішнє, внаслідок чого відбувається прослизання. Зменшення прослизання досягається за рахунок змінного діаметру поверхні кочення колеса.

У той момент, коли візок починає входити на криву ділянку колії радіусом R (рис. 2.1), перша по ходу руху колісна пара своїм зовнішнім колесом набігає на внутрішню грань зовнішньої рейки. Внаслідок цього між гребенем колеса і рейкою виникає направляюче зусилля Y_1 , яке змушує повертати візок. Точка контакту колеса і рейки переміщається з центрального положення вперед на невелику відстань, яке визначається за формулою $\varepsilon = (r+t) \cdot \tan(\beta) \cdot \tan(\psi)$. Дана величина залежить від радіуса колеса (r), від кута нахилу бандажа (β) і кута набігання (ψ) колісної пари. Таке ж явище відбувається з 2-ю по ходу руху колісною парою тільки вже з внутрішнім колесом. Ці сили створюють момент, який змушує повертати візок в плані. Важливою умовою безпечного проходження кривої ділянки шляху є той факт, що б момент повороту був більше моменту опору повороту візка. Момент опору повороту складається з моменту опору в вузлі п'ятник і підп'ятник, а також моменту опору в ковзуні і сил тертя в точках контакту колеса і рейки.

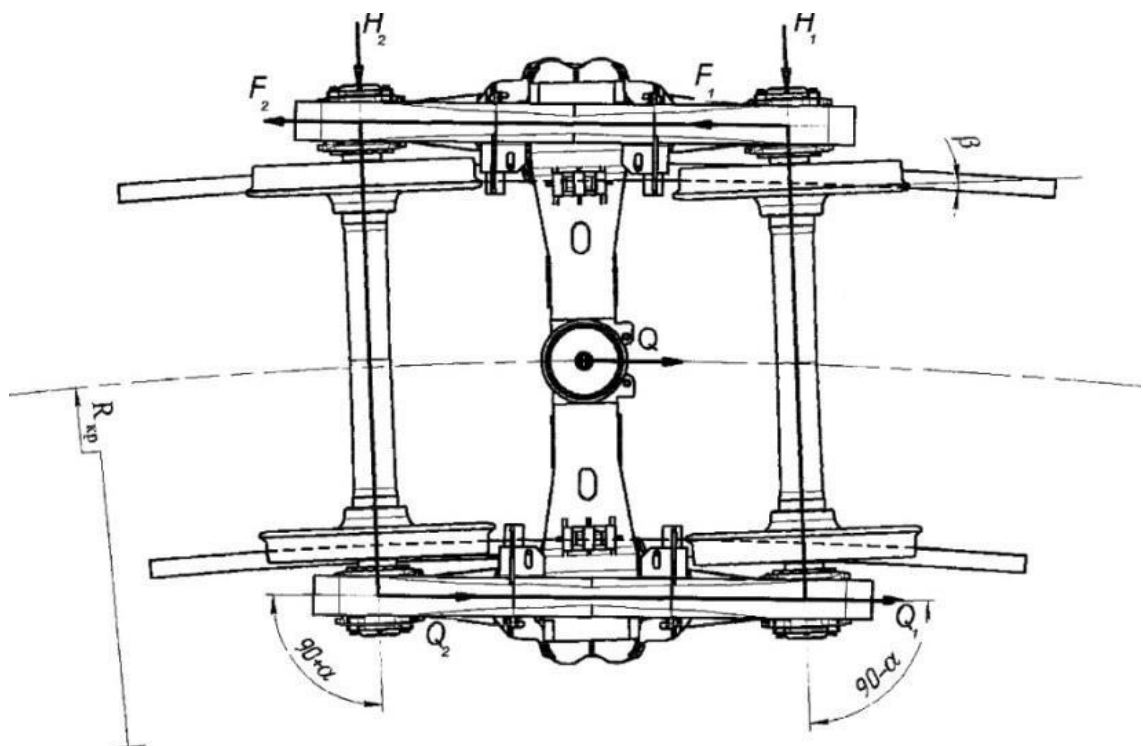


Рисунок 2.1 - Візок 18-100 в плані

З розрахунків динаміки вагонів в роботах С.В. Вершинського [6] була

виведена формула, яка характеризує момент сил опору повороту візка в ковзуні, і вона дорівнює:

$$M_{\text{тр}} = \frac{m_{\text{бр}} \cdot v^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{2m_{\text{тел}}}{m_{\text{бр}}}\right) \cdot \frac{ns}{2r} \cdot \psi_{\text{max}}, \quad (2.1)$$

де $m_{\text{бр}}$ - маса вагона брутто, v - швидкість вагона, $m_{\text{тел}}$ - маса візка, n - конусність бандажа колісної пари, $2s$ - ширина залізничної колії, ψ - кут набігання колісної пари.

Максимальний кут набігання можна обчислити наближено, беручи до уваги, що колісна пара закріплена на рамі візка жорстко [4]:

$$\psi_{\text{max}} = \frac{L_{\text{ваг}}}{R} + \frac{e}{l_{\text{тел}}} \left(1 + \frac{l_{\text{тел}}}{2L_{\text{ваг}}}\right), \quad (2.2)$$

де $2L_{\text{ваг}}$ - база вагона, R - радіус кривої, e - максимальний зазор між гребенем і внутрішньою гранню рейкової колії, $2l_{\text{тел}}$ - база візка.

За своєю конструкцією візок 18-100 має нежорстку раму, що складається з двох бічних рам і надресорної балки, що має зв'язок в горизонтальній площині. Цей зв'язок створюється за рахунок поперечної жорсткості пружинного комплекту і горизонтальних сил тертя у фрикційних гасителях коливань. Ця залежність дає недостатню жорсткість рами візка через:

- малу жорсткість зв'язку з ним;
- установку бічної рами на букси з зазорами між буксами і щелепним прорізом в поздовжньому і поперечному напрямку. Це дає бічним рамам зміщуватися відносно одна одної на величину зазорів. Максимальне значення сумарного поздовжнього зсуву бічних рам одна щодо одної в експлуатації досягає 5-12 мм;
- зазори в кишенях надресорної балки між клиновим гасителем і надресорною балкою.

Перекіс бічних рам призводить до заклинювання клинового гасителя коливань, внаслідок чого динамічне навантаження на бічну раму збільшується і призводить до зламів або тріщин. Зазори в надресорних вузлах (між надресорною балкою і колонками бічних рам) відіграють істотну роль в утворенні і передачі

горизонтальних динамічних сил.

За результатами теоретичних розрахунків значення заниження (завищення) клинів так само відіграють істотну роль на коефіцієнти відносного тертя і внаслідок чого грають істотну роль у вертикальній динаміці. Так при заниженні клинового гасителя коефіцієнт відносного тертя збільшується, а при завищенні зменшується. Зміни коефіцієнта відносного тертя роблять негативний вплив, а саме в певний момент при гранично завищеному положенні клина у порожньому вагоні може статися повне обезвантаження клинового гасителя і втрата натискання його на фрикційну планку. Тому в експлуатації завищення фрикційного клина не повинно перевищувати 6-8 мм. Завищення клинового гасителя коливачь відбувається за рахунок стирання поверхонь, що труться. Проведені розрахунки показали, що на кожен стертий 1 мм відбувається завищення клинового гасителя коливачь на 4,8 мм. З цієї причини при будівництві вагона намагаються знизити клиновий гаситель коливачь на 8-12 мм. Внаслідок завищення середнє значення відносного тертя може зменшитися на 0,02-0,025. Внаслідок чого можна зробити висновок, що при комп'ютерному моделюванні необхідно врахувати впливу завищення і заниження клинових гасителів на коефіцієнт відносного тертя [3].

Тепер розберемо вплив зазорів в буксових отворах на динаміку вагона і знос (рис. 2.2). Надмірне збільшення поперечних і радіальних зазорів в буксових отворах зменшує рамні сили і сприяє до зменшення навантаження на підшипники. Але в той же час це призводить до збільшення коливачь виляння колісних пар на прямій ділянці шляху. З іншого боку, зменшення поперечного та поздовжнього зазору в буксовому отворі призводить до заклинювання корпусу букси в щелепному отворі, що викликає перевантаження підшипників.

Так само відомо, що під час руху візка по кривій малого радіусу будь-яке відхилення контуру рами від прямокутної форми призводить до збільшення радіального навантаження гребенів коліс на рейки в шість разів, а поперечні дотичні сили в точках контакту колеса і рейки в чотири рази. Внаслідок чого збільшується знос, як рейки, так і поверхні катання колеса [2]. Аналізуючи

вищесказане можна запропонувати рішення даної проблеми, а саме встановити поперечний зв'язок між бічними рамами.

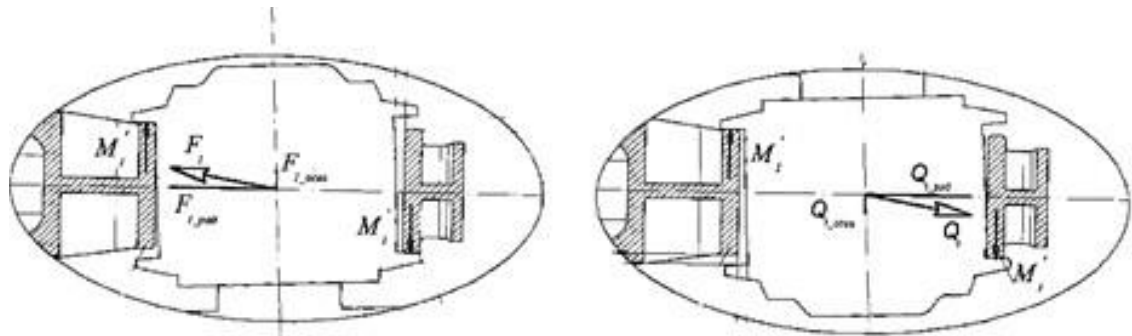


Рисунок 2.2 - Схема сил, що діють на буксовий вузол першої колісної пари в кривій при вписуванні типового візка на кривій ділянці шляху
а) зовнішній буксовий вузол; б) внутрішній буксовий вузол

У даній же роботі пропонується абсолютно нове бачення вирішення даної проблеми - це установка роликів напрямних (рис. 2.3). Дана установка дозволить збільшити поздовжню жорсткість рами візка, що призведе до зменшення ймовірності заклинювання гасителів коливань і зменшить величину забігання бічних рам одна щодо одної. Дана модернізація призведе до зменшення відчіплянь вагонів через граничної знос коліс, зменшить витрату енергетичних ресурсів на тягу поїздів, а також підвищить безпеку руху рухомого складу.

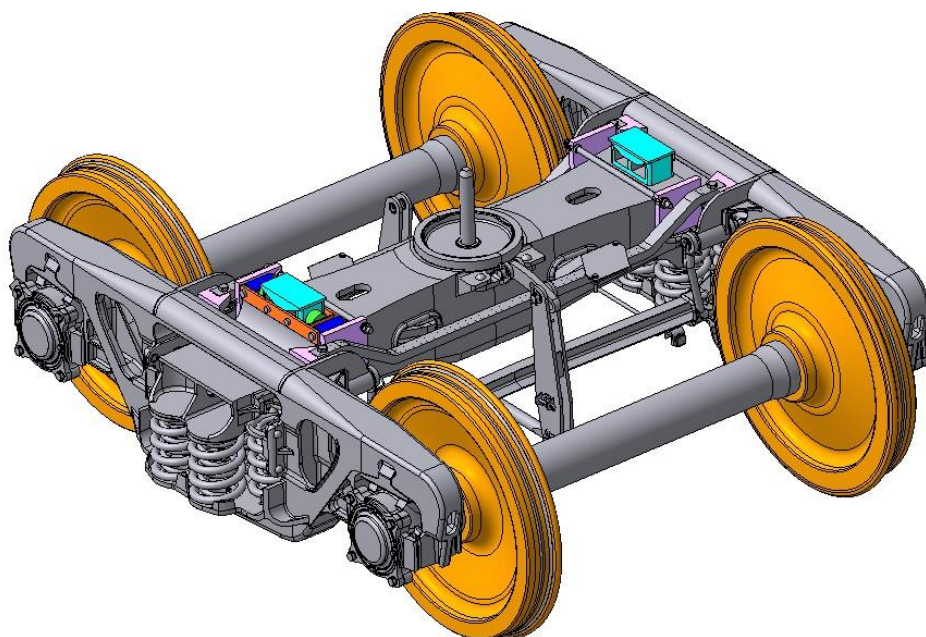


Рисунок 2.3 -Варіанти модернізації візка 18-100

Додаткову жорсткість рами в плані надають опорні балки. Напрямні ролики, які встановлюються на ковзуни надресорної балки, через пружний елемент і ролик контактують з напрямними площинами, і блокують переміщення надресорної балки щодо бічних рам, створюючи єдину конструкцію. Варто зауважити, що використання роликів необхідно для зменшення негативного впливу даної конструкції на вертикальну динаміку вагона.

До плюсів даної конструкції слід віднести легкість при монтажі і демонтажі при ремонті в ДЕПО. Конструкція з роликами закріплюється на ковзуні за допомогою валиків і шплінтів в залежності від типу ковзуна, як показано на рис. 2.4. Діаметр валиків розраховується виходячи з розрахунків на міцність. У зв'язку зі збільшенням жорсткості рами візка в плані збільшується частота власних коливань механічної системи візка. Для гасіння високочастотних коливань на торці ковзуна приварюється шип для фіксації пружного елемента - еластомеру, що має форму порожнього циліндра.

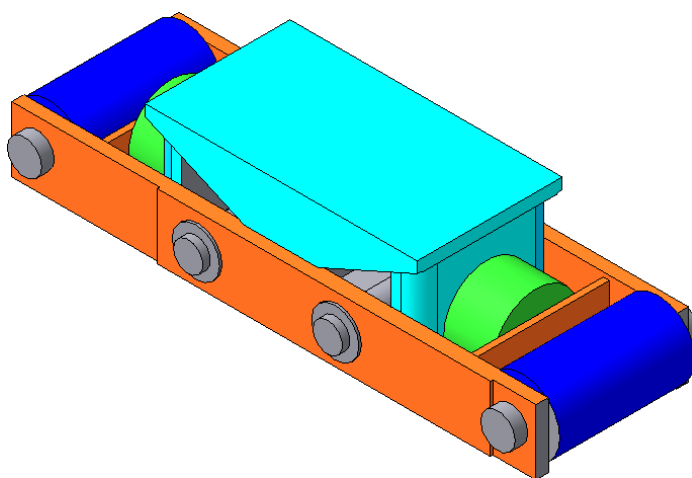


Рисунок 2.4 - Направляючі ролики, встановлені на ковзунах

Як показано на рис. 2.5 напрямні площини закріплюються до опорних балок бічної рами. Перетин даних опорних балок вибираються з розрахунків на міцність. Кріплення до бічних рам здійснюється за допомогою болтів через технологічні отвори. Торці опорних балок повинні мати розширення, які будуть передавати рамі візка сили, що перешкоджають зміні прямокутної форми рами. Так само слід передбачити установку опорних майданчиків для авторежима.

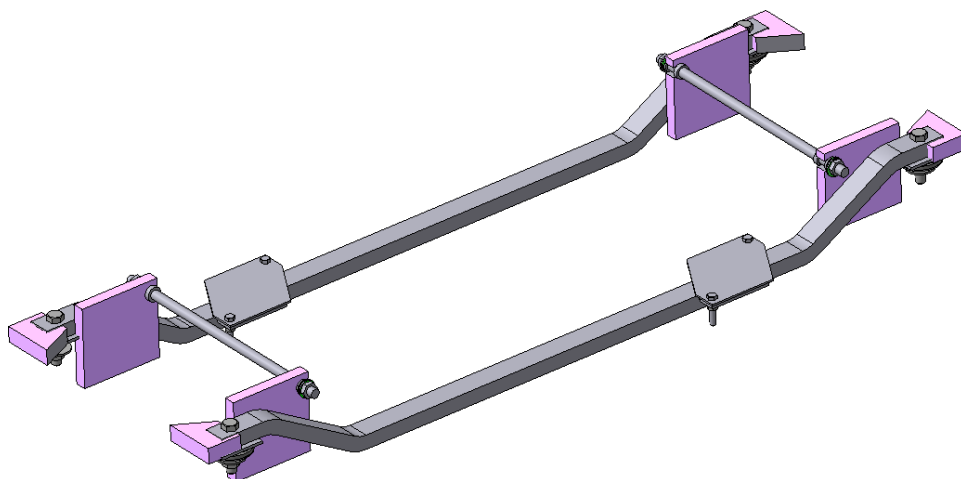


Рисунок 2.5 - Напямні площини

Напямні площини в свою чергу приварюються до опорних балок і скріплюються між собою у верхньому поясі для забезпечення жорсткості конструкції. При з'єднанні використовуються корончаті гайки і еластомери втулки для пом'якшення удару і гасіння коливань.

2.2 Розрахунок навантажень, що діють на напямні ролики при проходженні візком кривої ділянки шляху

Для проведення міцнісного розрахунку, вбудованих деталей чотиривісного візка вантажного вагона моделі 18-100, необхідно провести розрахунок сил, що діють на дані вузли. Знаючи значення і точки докладання зусиль, що виникають при русі екіпажу, можна побудувати епюру моментів і сил [14, 15]:

$$\sigma = \frac{M}{W_z} \pm \frac{N}{A} \leq [\sigma] \quad (2.3)$$

де $[\sigma]$ – межа міцності, МПа; M - значення максимального моменту, Н/м; N - поздовжні сили, Н; A - площа перерізу, м²; W_z – осьовий момент опору, м³.

Згідно зі статистичними даними спрямовуюча сила Y більше за інших впливає на забігання бічних рам. Найбільше її значення виникає при русі екіпажу по криволінійній ділянці шляху. Вписування вагона в криву ділянку

шляху, є одним з найцікавіших динамічних процесів для аналізу максимальних бічних сил, отримані за умови сталого руху.

Крива певного радіуса R має перехідні ділянки з кривизною шляху $\rho(x)$ на вході і на виході. При проходженні вагона кривої ділянки шляху виникають значні поперечні і кутові переміщення чотиривісних візків моделі 18-100. Внаслідок переміщень колісних пар в колії збільшується швидкість ковзання, що впливає на взаємодію коліс з рейкою.

Внаслідок того, що в нашій країні переважно спостерігаються криві з малим радіусом, для всіх типів вагона спостерігаються підвищені значення напрямних сил і значень забігання бічних рам одна щодо одної, що призводить до підвищеного зносу колісних пар.

В даному підрозділі розглядається рух візка з жорстким зв'язком рами і кузова, а візок сприйме тільки 50% навантаження від кузова вагона. Розрахункова схема показана на (рис. 2.6).

Позначення індексів, що відповідають за номер колеса (j) і номер колісної пари (k). Дана схема має 2 ступені свободи. У якості узагальнених координат позначимо η - узагальнена координата переміщення візка уздовж вісі y , ψ - узагальнена координата кута повороту візка щодо шляху [19].

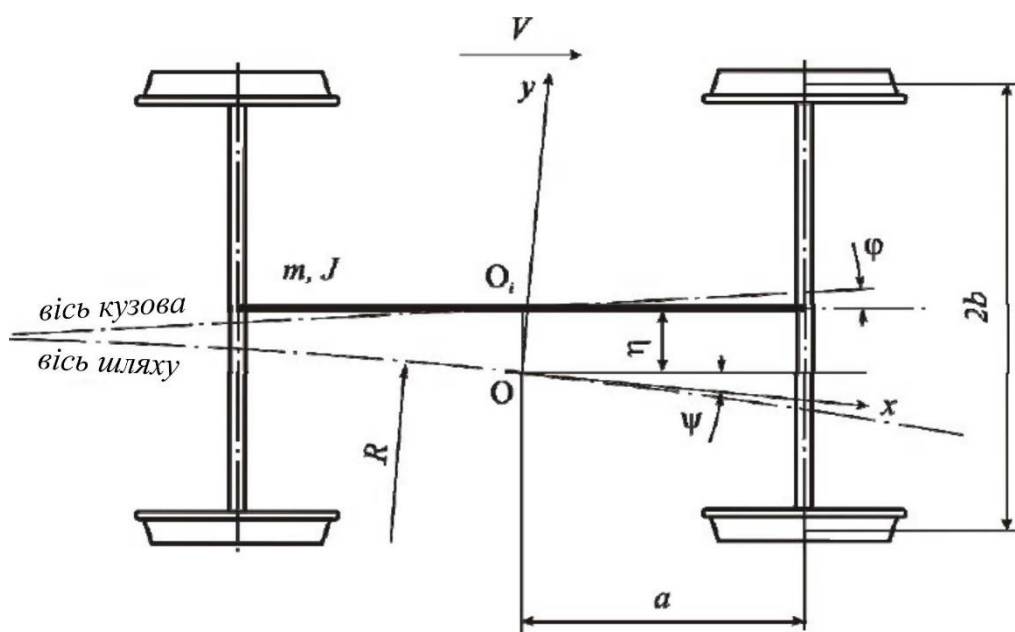


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема руху візка вантажного вагона в кривій

При русі в кривому ділянці шляху виникає повертаючий момент M_t , що діє на візок. Цей момент залежить від миттєвої кривизни шляху $\rho(s)$ і повороту візка в плані ψ [19].

$$M_t = C_\varphi \cdot (a_k \rho(s) - \psi) \quad (2.4)$$

де m - маса візка; $2M_k$ - маса кузова; J - момент інерції візка щодо вісі Z ; P - статичне навантаження від коліс на рейки; a_k - половина бази кузова; a - половина бази візка; $2b$ - відстані між колами катання; C_φ - кутова жорсткість між візком і кузовом.

При русі екіпажу в кривій виникає поперечне і поздовжнє проковзування колеса і рейки.

Поперечне прослизання колеса відносно рейки виражається через узагальнені координати [19]:

$$u_{Yjk} = \dot{\eta} - \psi \cdot V + (-1)^{j+1} \cdot V \cdot a \cdot \rho(s); \quad (2.5)$$

де V - переносна швидкість.

За цією формулою видно, що одним з припущень є рівність швидкостей ковзання лівої і правої рейки. Відмінність полягає лише в знаку, який регулює оператор $(-1)^{j+1}$.

Поздовжнє проковзування визначається невідповідністю шляхів, прохідними колесами [19].

$$u_{Xjk} = V \frac{\Delta r_{jk}}{r} + (-1)^k \cdot \dot{\psi}_j \cdot b + (-1)^k \cdot b \cdot \rho(s) \cdot V \quad (2.6)$$

$$\Delta r_{jk} = r + (-1)^{j+1} \cdot \eta \cdot n_k \quad (2.7)$$

де n - конічність колеса в точці контакту.

Згідно зі слів для обчислення сил кріпа, всі члени швидкостей ковзання поділяються на абсолютну швидкість V .

З огляду на напрямки векторів швидкостей, величина повної швидкості ковзання дорівнює:

$$u_{jk} = \sqrt{u_{Xjk}^2 + \left(\frac{u_{Yjk}}{\cos(\beta)} \right)^2} \quad (2.8)$$

Як видно з цієї формули швидкість ковзання залежить від узагальнених координат, від конічності колеса в зоні контакту і від зміни радіуса кола катання колеса.

Дотична сила тертя по нелінійній теорії кріпа описується умовами [20]:

- якщо $u_{jk} < f_m N$, то поздовжні і поперечні сили будуть визначатися за такими формулами:

$$F_{xjk} = K \cdot \frac{u_{xjk}}{v}; \quad (2.9)$$

$$F_{yjk} = K \cdot \frac{u_{yjk}}{v}, \quad (2.10)$$

- якщо $u_{jk} > f_m N$, то поздовжні і поперечні сили будуть визначатися за такими формулами:

$$F_{xjk} = N \cdot f_m \cdot \frac{u_{xjk}}{\sqrt{u_{xjk}^2 + u_{yjk}^2}}; \quad (2.11)$$

$$F_{yjk} = N \cdot f_m \cdot \frac{u_{yjk}}{\sqrt{u_{xjk}^2 + u_{yjk}^2}}, \quad (2.12)$$

де N - нормальна сила в точці контакту колеса і рейки; f_m - максимальний коефіцієнт тертя ковзання; K - коефіцієнт кріпа, який визначається за формулою Мюллера.

$$K = 235 \cdot P - 2.4 \cdot P^2 + 0.01 \cdot P^3, \quad (2.13)$$

де P - навантаження від колеса на рейку.

Згладжування функції дотичних сил тертя проводиться з насиченням згідно моделі, показаної на рис. 2.7.

В результаті отримуємо коефіцієнт згладжування:

$$F_s = \frac{K \cdot u_{jk}}{\sqrt{1 + (K_s \cdot u_{jk})^2}} \quad (2.14)$$

Направляючі зусилля в контакті колеса рейок запишемо у вигляді нелінійного поперечного переміщення колісної пари:

$$Y_H = C_r \cdot (\eta_j + 0.5 \cdot (|\eta_j - e| - |\eta_j + e|)), \quad (2.15)$$

де e - половина вільного зазору в колії; C_r - поперечна контактна жорсткість для

рейки.

$$F0 := 15 \quad K := 1 \quad Fns(x) := F0 \cdot \frac{K \cdot x}{\sqrt{(K \cdot x)^2 + 1}}$$

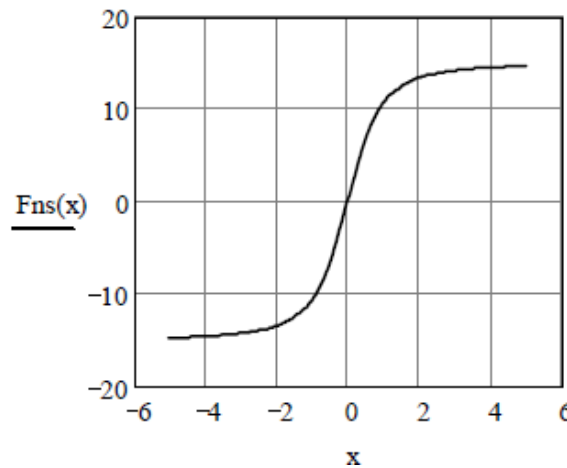


Рисунок 2.7 - Функція згладжування з насиченням

Складемо рівняння коливань заданої візки в узагальнених координатах [18]:

$$m \cdot \ddot{\eta} = 2 \cdot (F_{y1} + F_{y2}) - Y_{H1} - Y_{H2} + (m + m_k) \cdot a_H \quad (2.16)$$

$$J \cdot \ddot{\psi} = C_\varphi \cdot (\rho(s) \cdot a_k - \psi) + a \cdot (2 \cdot F_{y1} - Y_{H1} - 2 \cdot F_{y2} + Y_{H2}) + b_s \cdot (-F_{x11} + F_{x12} - F_{x21} + F_{x22}) \quad (2.17)$$

де a_k - непогашене відцентрове прискорення, залежне від кривизни шляху і від підвищення зовнішньої рейки [6]:

$$a_H = \rho(s) \cdot V^2 - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot b_s} \quad (2.18)$$

Рівняння, отримані вище, не є лінійними через те, що кривизна шляху і піднесення рейки залежать від узагальнених координат. Для вирішення даної системи рівнянь використовується програмний комплекс SMath Studio і Maxima з відкритим програмним кодом. Для даних розрахунків так само підійде програмний комплекс Mathcad. Структура програми буде складатися з введення вихідних даних (рис. 2.8, 2.9), потім вводяться функції для знаходження всіх невідомих, а саме:

- швидкості ковзання, сила тертя в контакті колесо-рейка, непогашене прискорення при проходженні кривої;
- напрямні, бічні і рамні сили;
- фактор зносу гребеня колеса.

За проміжними розрахунками можна побудувати графічно моделі шляху, значення непогашеного прискорення (рис. 2.9) на різних ділянках шляху.

$m := 20.1$	маса візка, т	
$I_z := 26$	момент інерції візка відносно вертикальної вісі, $t \cdot m^2$	
$P := 112.5$	навантаження від колеса на рейки, кН	$g := 9.81$
$m_k := 4 \cdot \frac{P}{g} - m$	приведена маса кузова, тк	$m_k = 25.772$
$a := 1.5$	півбаза візка, м	
$a_k := 3.725$	півбаза кузова, м	
$b_s := 0.8$	половина відстані між кругами катання, м	
$r_0 := 0.625$	номінальний радіус бандажа по колу катання, м	
$\gamma := 0.05$	нахил твірної бандажа	
$C := 2000$	кутова жорсткість зв'язків візка з кузовом, кН·м/рад	
$B := 0$	кутове демпфування візка, кН·м·с/рад	
$C_r := 80000$	жорсткість рейки, кН/м	
$K := 235 \cdot P - 2.4 \cdot P^2 + 0.01 \cdot P^3$	коефіцієнт крипу по Мюллеру	
$K = 10301$		
$f_m := 0.25$	максимальний коефіцієнт тертя ковзання	
$K_s := \frac{K}{P \cdot f_m}$	відносний коефіцієнт крипу	$K_s = 366.25$
$V_k := 80$	швидкість руху, км/год	$V := \frac{V_k}{3.6}$ $V = 22.2$ м/с
$R := 600$	радіус кругової кривої, м	
$\rho_l := \frac{1}{R}$	кривизна шляху в руговій кривій, m^{-1}	$\rho_l = 0.0017$
$h_R := 0.100$	підвищення зовнішньої рейки, м	

Рисунок 2.8 - Вихідні дані

Формули для знаходження всіх невідомих записуються в математичному пакеті SMath Studio в наочному вигляді (рис. 2.10). Як видно з формул величина швидкості проковзування залежить від п'яти змінних. Система диференціальних рівнянь записується в формі Коші. Програма дозволяє автоматично знаходити координати точок центра ваги візка завдяки вбудованому алгоритму розв'язання диференціальних рівнянь метод Рунге-Кутта 4 порядку з автоматичним вибором кроку інтегрування.

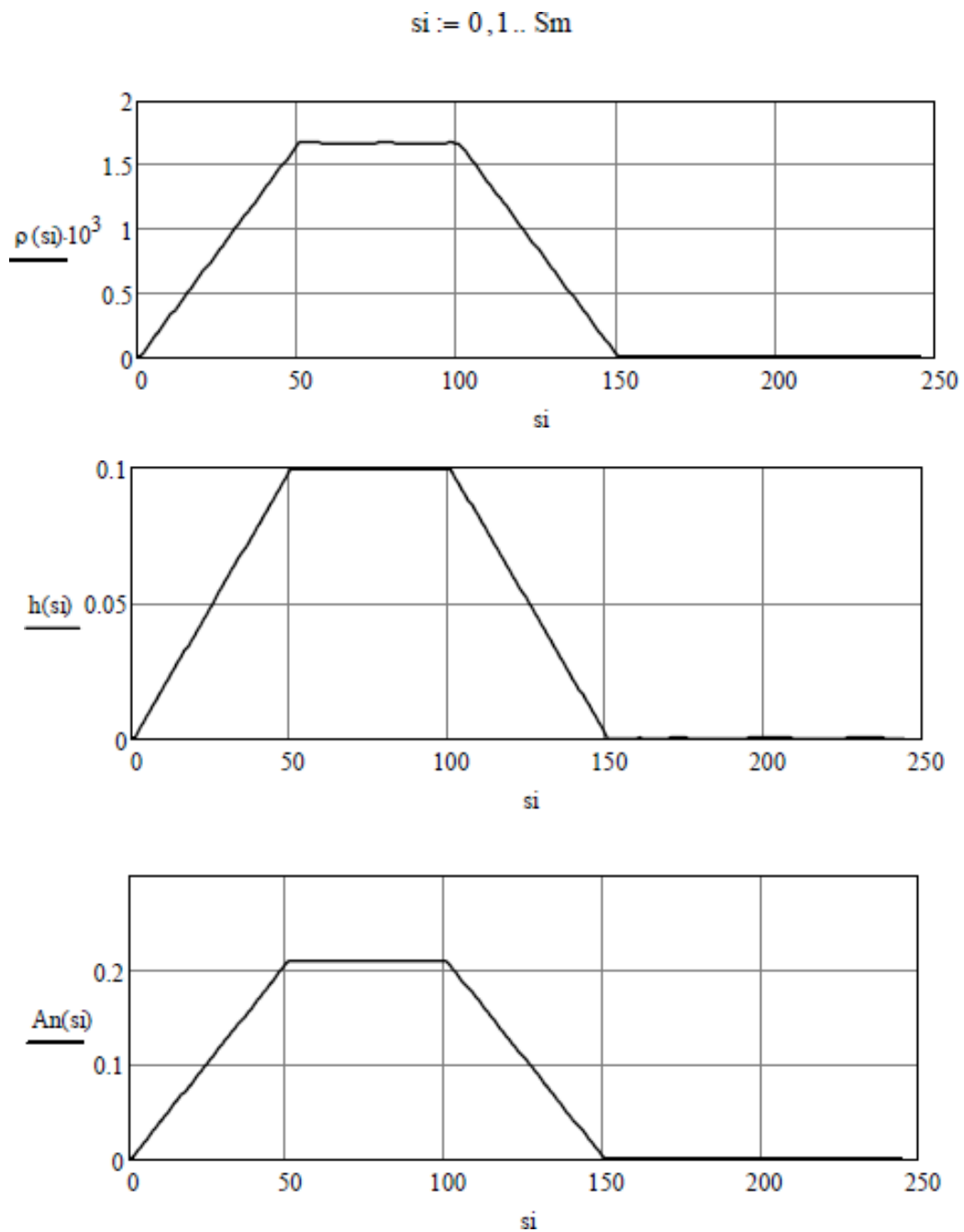


Рисунок 2.9 - Модель шляху

$$\begin{aligned}
 ux(j; \eta; \psi; d\psi; s) &:= \frac{(\eta + (-1)^{1+j} \cdot \psi \cdot a) \cdot nk}{r0} + d\psi \cdot \frac{b}{V} + b \cdot \rho(s) \\
 uy(j; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= \psi - \frac{d\eta}{V} + (-1)^{j+1} \cdot a \cdot \rho(s) \\
 u(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= \sqrt{ux(j; \eta; \psi; d\psi; s)^2 + \left(\frac{uy(j; d\eta; \psi; d\psi; s)}{\cos(nk)} \right)^2} \\
 Fs(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= \frac{K}{\sqrt{1 + (Ks \cdot u(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s))^2}} \\
 Fx(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= Fs(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) \cdot ux(j; \eta; \psi; d\psi; s) \\
 Fy(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= Fs(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) \cdot uy(j; d\eta; \psi; d\psi; s)
 \end{aligned}$$

Рисунок 2.10 - Введення формул в програмному комплексі SMath Studio

Особливістю програмного комплексу SMath Studio в рішенні диференціальних рівняннях є те, що в ході рішення системи рівнянь проміжні значення змінних не зберігаються. Отже, для відшукування необхідних параметрів необхідно написати рівняння з підстановкою знайдених значень узагальнених координат.

Результати моделювання обробляють аналогічно результатам, отриманим в результаті натурних випробувань, і оцінюють їх по допустимим значенням. В ході вирішення диференціальних рівнянь отримуємо графіки поперечних переміщень, бічних сил і напрямних сил.

Єдиний недолік програмного комплексу полягає в тому, що у даного комплексу дуже мало інструментів для обробки статистичних даних. Для більш детального аналізу необхідно скористатися математичним пакетом Maxima.

Швидкості ковзання, сили тертя і бічні сили знаходять з формул (рис.2.11).

На рис. 2.12 - 2.14 показані графіки поперечних переміщень колісних пар, бічної сили і спрямовуючої сили набігаючого колеса [12, 13].

$Y1 := Y0 + a \cdot Fi$	$Y1 := Y0 + a \cdot Fi$
$Yn1 := Yn(Y1; S)$	$Yn1 := Yn(Y1; S)$
$Fn1 := Yn1(Fi + a \cdot \rho(S))$	$Fn1 := Yn1(Fi + a \cdot \rho(S))$
$UX1 := ux(1; Y0; Fi; VF1; S)$	$UX1 := ux(1; Y0; Fi; VF1; S)$
$UY1 := uy(1; VY0; Fi; VF1; S)$	$UY1 := uy(1; VY0; Fi; VF1; S)$
$Fx1 := Fx(1; Y0; VY0; Fi; VF1; S)$	$Fx1 := Fx(1; Y0; VY0; Fi; VF1; S)$
$Fy1 := Fy(1; Y0; VY0; Fi; VF1; S)$	$Fy1 := Fy(1; Y0; VY0; Fi; VF1; S)$
$Yb := Yn1 + P \cdot \beta - Fy1$	

Рисунок 2.11 - Результати рішення

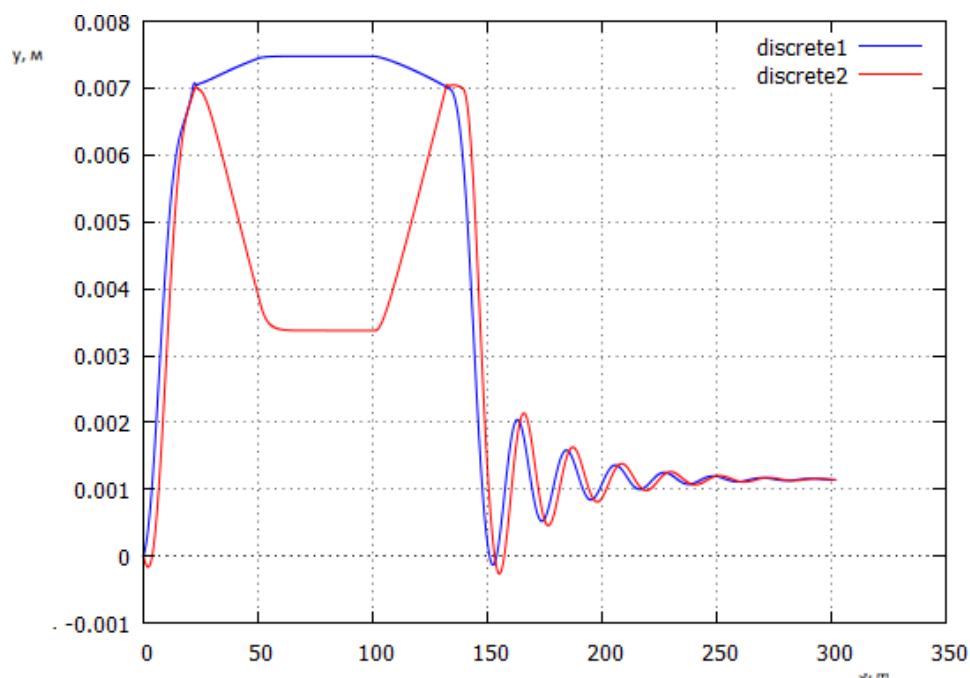


Рисунок 2.12 - Графік поперечного переміщення колісної пари

За результатами моделювання визначаються зусилля, які будуть діяти на вузол, що нас цікавить. Варто зауважити, що значення спрямовуючої сили в перші секунди дії частково зменшують дисипативні сили тертя в опорній поверхні буксового прорізу. Дані сили діють в межах поздовжніх зазорів, які залишають в буксових отворах. Сумарний розрахунок даних сил досить складний для ручного розрахунку. Для відшукування моменту тертя в буксових вузлах використовується модель вантажного вагона в програмному комплексі SMATH Studio.

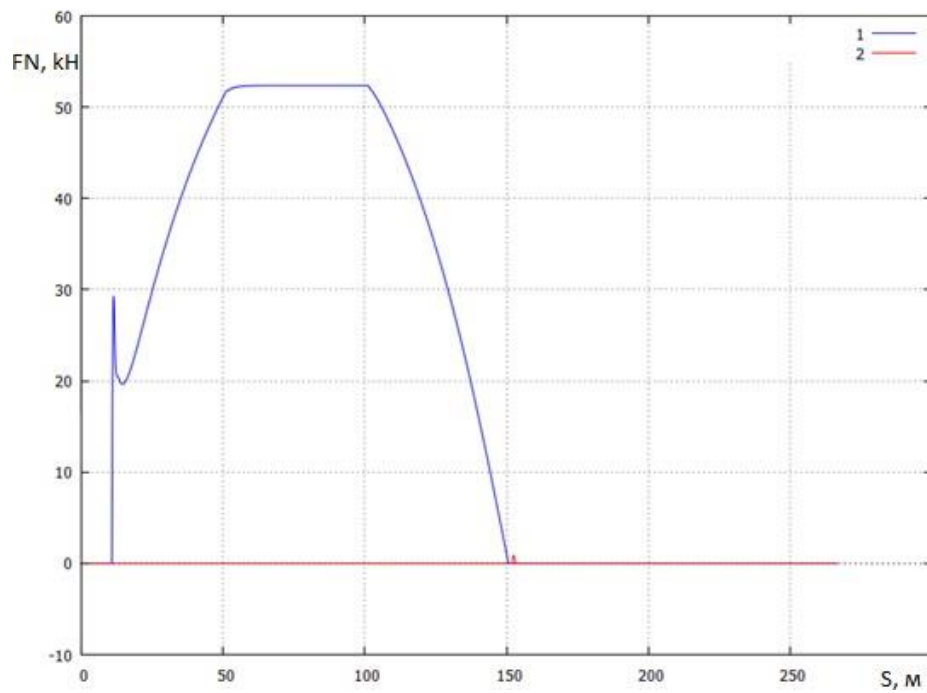


Рисунок 2.13 - Графік зміни напрямної сили

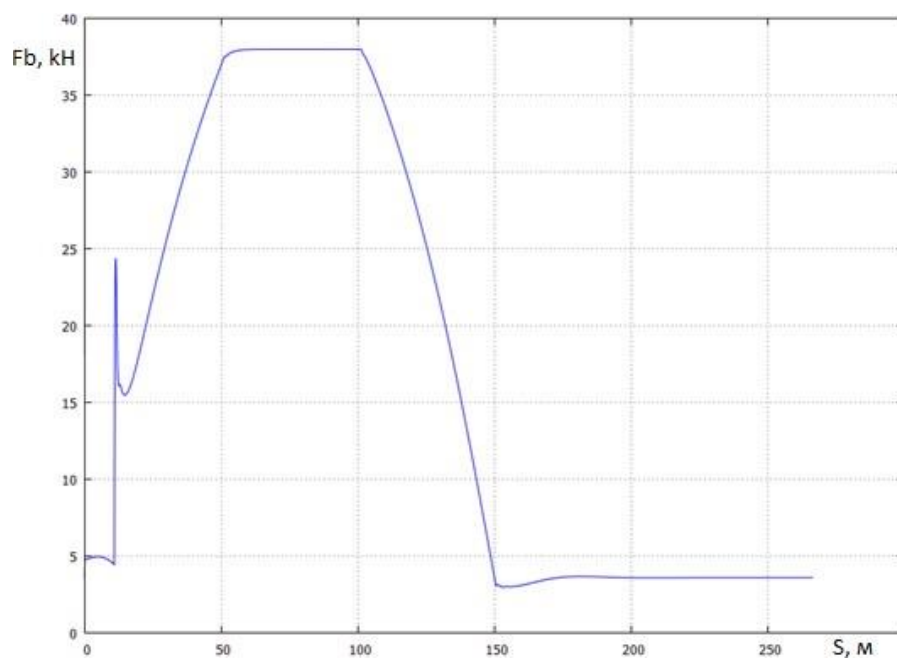


Рисунок 2.14 - Графік зміни бічної сили

Провівши моделювання, можна помітити, що при переміщенні корпусу букси в буксовому отворі напрямна зусилля, яке намагається змінити прямокутну форму рами візка, зменшується на 958 Н або 0,96 кН.

Знаючи навантаження, яке буде діяти на вузол, який нас цікавить, можна підібрати розміри і матеріали для ролика і напрямних.

ВИСНОВКИ

В ході виконання наукової роботи запропоновано один з методів поліпшення динамічних показників вантажного вагона за рахунок модернізації конструкції візка, а саме встановлення поперечного зв'язку між бічними рамами за допомогою установки роликів напрямних.

Дана установка дозволить збільшити поздовжню жорсткість рами візка, що призведе до зменшення ймовірності заклинювання гасителів коливань і зменшить величину забігання бічних рам одна щодо одної. Дана модернізація призведе до зменшення відчіплянь вагонів через граничної знос коліс, зменшить витрату енергетичних ресурсів на тягу поїздів, а також підвищить безпеку руху рухомого складу.

Для реалізації даної мети було проведено:

- аналіз досліджень з питань динаміки вантажних потягів;
- аналіз конструктивних рішень в створенні двовісних візків вантажних вагонів;
- математичне моделювання модернізованого візка вантажного вагона;
- розрахунок навантажень, що діють на напрямні ролики при проходженні візком кривої ділянки шляху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анисимов, П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов [Текст] / П.С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. - 1999. - № 6. - С. 38-42.
2. Анисимов, П.С. Испытания вагонов [Текст] / П.С. Анисимов // Маршрут. - 2004. - 197 с.
3. Анисимов, П.С. Конструирование и расчет вагонов: учебник [Текст] / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и др.; под ред. П.С. Анисимова // ФГОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте". - 2011. - 688 с.
4. Appel, P. Теоретическая механика, т. I [Текст] / П. Appel // Физматгиз. - 1960. - 487 с.
5. Барбарич, С.С. Результаты испытаний тележки 18-578 [Текст] / С.С. Барбарич // Железнодорожный транспорт. – 2006. - №7. – С. 56-61.
6. Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков // Транспорт. - 1978. - 352 с.
7. Ивановкин, П.Г. Основы механики подвижного состава: учебное пособие. В 2ч. Ч.1 [Текст] / П.Г. Ивановкин, А.А. Зарифьян, Е.А. Василькова // ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов н/Д. – 2015. – 58 с.
8. Лукин, В.В. Конструирование и расчет вагонов [Текст] / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и др.; под ред. П.С. Анисимова // Учебник. - ФГОУ "Учебно - методический центр по образованию на железнодорожном транспорте". - 2011. – 688 с.
9. Петров, Г.И. Этапы и перспективы развития конструкции двухосных тележек грузовых вагонов [Текст] / Г.И. Петров, В.Н. Филиппов, Н.К. Игембаев, А.Г. Петров // Железнодорожный транспорт. - 2010. - №2. - С. 33-36.
10. Самойдук М. Вантажообіг залізниці зменшився на 2, 4 % [Електронний ресурс] - Режим доступа: <https://www.railinsider.com.ua/vantazhoobig->

[zaliznyczi-zmenshyvsya-na-24/](#) (Дата звертання 14.12.2020 р.).

11. Писаренко, Г.С. Сопротивление материалов [Текст] / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка, В.Г. Попков, Э.С. Уманский // Учебник для вузов. – Киев. – 1979. – 389 с.
12. Писаренко, В.В. Универсальная математическая модель для расчета износа поверхности гребня колесной пары при прохождении кривого участка пути [Текст] / В.В. Писаренко // Инновационный транспорт. – № 4(30) – Москва. – 2018. – С. 35-38.
13. Писаренко, В.В. Применение программного комплекса Smath Studio в вагоностроении [Текст] / В.В. Писаренко, Г.И. Петров // Научный форум: Технические и Физико-математические науки. – №1(20) – Москва – 2019. – С. 161-164.
14. Погорелов, Д.Ю. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Текст] / Под ред. Д.Ю. Погорелова // БГТУ. - 1993. – 2008. – 89 с.
15. Привалов, Н.И. Материаловедение. Технологические процессы [Текст] / Н.И. Привалов, А.А. Шеин, А.П. Иващенко // ИУНЛ ВолгГТУ. – Волгоград. – 2014. – 151 с.
16. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. № 1555-р «Стратегія розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року» [Электронный ресурс] - Режим доступа: <https://www.kmu.gov.ua/npas/243219821> (Дата звертання 14.12.2020 р.).
17. Смольянинов, А.В. Об использовании компьютерного моделирования в мониторинге подвижного состава [Текст] / А.В. Смольянинов, А.Э. Павлюков, Д.Ю. Погорелов, Т.А. Юдакова // Фундаментальные и прикладные исследования - транспорту - 2000: труды Всерос. научно - техн. Конференции. - Екатеринбург. - 2000.- С. 119-122.
18. Хохлов, А.А. Динамика сложных механических систем [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 2002. - С. 188.
19. Хохлов, А.А. Построение математической модели взаимодействия подвижного состава и пути при оценке безопасности движения [Текст] /

- А.А. Хохлов // МИИТ. – 2007. – С. 127.
20. Хохлов, А.А. Расчет динамических сил многоосных вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1983. - С. 13 – 18.
 21. Жуковский Н. Е. Колебания паровоза на рессорах (1920) // Полн. собр. соч. – М.-Л.: ОНТИ НКТП, 1937. – Т. 8. – С. 271-279.
 22. Петров Н. П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельс и устойчивость пути / Н. П. Петров. – Петроград, 1915. – 327 с.
 23. Годыцкий-Цвирко А. М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог / А. М. Годыцкий-Цвирко. – М.: Гострансиздат, 1937. – 214 с.
 24. Винокуров М. В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов / М. В. Винокуров // Сб. науч. тр. ДИИТа – Д.: ДИИТ, 1939. – Вып. 12. – 292 с.
 25. Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава / Г. Марье. – М.: Госжелдориздат, 1933. – 338 с.
 26. Вершинский С. В. Анализ динамических характеристик вагона поезда РТ-200 / С. В. Вершинский, В. Е. Усов // Механика наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1977. – С. 33-36.
 27. Тибилов Т. А. Динамическая устойчивость двухтележного тепловоза на прямых участках пути / Т. А. Тибилов // Науч. тр. ЦНИИ МПС. – М.: Трансжелдориздат. – 1958. – Вып. 149. – С. 154-185.
 28. Львов А. А. Современные методы исследования динамики вагонов: Науч. тр. ЦНИИ МПС / А. А. Львов, Л. О. Грачева. – М.: Трансжелдориздат, 1972. – Вып. 457. – 160 с.
 29. Грачева Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути / Л. О. Грачева. – М.: Транспорт, 1968. – 207 с.
 30. Черкашин Ю. М. Об устойчивости движения железнодорожного подвижного состава / Ю. М. Черкашин, А. А. Шестаков // Автоматизированные системы обработки данных при исследовании динамики и прочности вагонов. – М.: Транспорт, 1982. – Вып. 649. – С. 42-49.

31. Ромен Ю. С. Влияние перемещений элементов тележки грузового вагона на углы набегания колесных пар в кривых / Ю. С. Ромен, В. М. Богданов, А. В. Заверталюк // Вестн. ВНИИЖТ. – 2002. – № 2. – С. 29-31.
32. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1997. – 327 с.
33. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 560 с.
34. Медель В. Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог / В. Б. Медель // Науч.тр. МИИТа. – М.: МИИТ, 1948. – Вып. 55. – С. 3-31.
35. Анисимов, П.С. Динамика сцепа в смешанных грузовых поездах при торможении [Текст] / П.С. Анисимов, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // Одиннадцатая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - МИИТ. - 2010. - С. VII-1 - VII-3.
36. Соколов М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М.: Транспорт, 1981. – 208 с.
37. Вершинский С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 359 с.
38. Данилов В. Н. Исследование некоторых вопросов динамики восьмиосных вагонов с опиранием кузова на скользуны двухосных тележек / В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов // Науч. тр. МИИТа. – М.: МИИТ, 1976. – Вып. 530. – С. 29-37.
39. Шадура Л. А. Вагоны: конструкция, теория и расчет [учеб. для вузов ж.-д. трансп.] / Л. А. Шадура, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
40. Механическая часть тягового подвижного состава [учеб. для вузов ж.-д.трансп.] / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак и др.; под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
41. Челноков И. И. Исследование динамических качеств вагонов высокоскоростного электропоезда / Челноков И. И. // Науч. тр. ЛИИЖТа. –

- Л.: ЛИИЖТ, 1970. – Вып. 311. – С. 15-27.
42. Соколов М. М. Контроль динамики железнодорожного подвижного состава: учеб. пособие / М. М. Соколов, А. В. Третьяков, И. Г. Морчиладзе. – М.: ИБС-Холдинг, 2007. – 358 с.
 43. Третьяков А. В. Управление индивидуальным ресурсом вагонов в эксплуатации / А. В. Третьяков. – СПб: «ОМ-Пресс», 2004. – 381 с.
 44. Бороненко Ю. П. Новый типоразмерный ряд гидравлических гасителей колебаний для локомотивов и электропоездов / Ю. П. Бороненко, В. И. Варава, Г. М. Левит, Д. В. Липецкий // Eltrans-2001: Тр. междунар. симп. – СПб: Изд-во ПГУПС, 2001. – С. 117-118.
 45. Шашков Н. А. Улучшение динамических качеств специальных вагонов с повышенными осевыми нагрузками и ориентацией колесных пар: автореф. дис. на соискание ученой степени д-ра техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» / Н. А. Шашков. – Л., 1985. – 41 с.
 46. Bogacz R. Dynamics and corrugations / R. Bogacz // Czas. techn. – 1995. – 92, № 5. – С. 1-24.
 47. Chudzikiewicz A., Modeling of wheel profile wear for increased axle load / A. Chudzikiewicz, M. Opala // Proc. 9th mini conf. on vehicle system dynamics, identification and anomalies. – Budapest (Hungary), 2004. – P. 99-106.
 48. Sitarz M., Definition of montage stresses in railway wheel pairs / M. Sitarz, A. Sladkowski // Proc. V Intern. Sci. Conf. for Middle and Eastern European Countries «Railway wheel sets». – Katowice (Poland), 2002. – CD. – 8 p.
 49. Results comparison of numerical analysis with experimental measurement of railway wheels / K. Bizoń, M. Sitarz, A. Sladkowski, K. Chruzik // Proc. V Intern. Sci. Conf. for Middle and Eastern European Countries «Railway wheel sets». – Katowice (Poland), 2002. – CD.
 50. Коняев А. Н. О некоторых способах улучшения динамических качеств локомотива / А. Н. Коняев, Э. П. Равич-Щербо // Вопр. локомотивостроения, технологии машиностроения и литейного пр-ва. – Л.,

1964. – С. 33-40.

51. Голубенко А. Л. Сцепление колеса с рельсом / А. Л. Голубенко. – К.: ВПОЛ, 1993. – 448 с.
52. Ткаченко В. П. Керованість рейкових екіпажів / Залізничний транспорт України. – 1998. – № 2-3. – С. 37-41.
53. Осенин Ю. И. Прогнозирование и управление характеристиками сцепления колеса с рельсом: монография / Ю. И. Осенин. – К.: ВИПОЛ, 1993. – 100 с.
54. Лазарян В. А. Динамика вагонов / В. А. Лазарян – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
55. Манашкин Л. А. О моделировании периодически повторяющихся возмущений движения рельсового экипажа / Л. А. Манашкин, Р. Б. Грановский // Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. – К.: Наук. думка, 1973. – С. 246-251.
56. Дьомін Ю. В. Основи динаміки вагонів [навч. посібник] / Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк. – К.: КУЕТТ, 2003. – 270 с.
57. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – К.: Наук. думка, 1982. – 359 с.
58. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей / С.В. Мямлин. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
59. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives / F. W. Carter // Proc. Royal Soc. – Vol. 121, ser.A. – 1928. – P. 585-611.
60. Kalker J. J. On the Rolling of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction / J. J. Kalker // Doctoral Thesis Delft Technological University. – 1967. – P. 120-122.

АНОТАЦІЯ

Актуальність. З метою підвищення конкурентоспроможності залізничного транспорту необхідно збільшення швидкості руху при незначному підвищенні вартості перевезень. Досягнення поставленої мети важко досягнути за умови використання існуючого експлуатаційного парку вагонів, який фізично і морально застарів і не може забезпечити в повному обсязі пасажирські та вантажні перевезення, як у внутрішньому, так і в міждержавному сполученні. Поліпшення характеристик пасажирських та вантажних вагонів, є важливою науково-технічною задачею, а одним з основних конструктивних елементів вагона, який визначає динамічні характеристики екіпажу в цілому, є візок, тому тема роботи, пов'язана з поліпшенням динамічних показників вантажного вагона за рахунок модернізації конструкції візка, є актуальною для залізничного транспорту.

Мета роботи полягає в поліпшенні динамічних властивостей візка вантажного вагона за рахунок зниження вібрацій і змін конструкції візка.

Завданнями дослідження є:

- аналіз досліджень з питань динаміки вантажних потягів;
- аналіз конструктивних рішень в створенні двовісних візків вантажних вагонів;
- математичне моделювання модернізованого візка вантажного вагона;
- розрахунок навантажень, що діють на напрямні ролики при проходженні візком кривої ділянки шляху.

Методика досліджень. У вирішенні поставлених завдань використовувалися розрахунково-аналітичні методи. Теоретичні дослідження базуються на теорії диференціальних і інтегральних рівнянь, методах чисельного інтегрування. При виконанні експериментальних досліджень використовуються методи математичної статистики і теорії ймовірності.

Накова робота на тему «Поліпшення динамічних показників вантажного вагона за рахунок модернізації конструкції візка» складається зі вступу, 2-х

розділів, висновків та списку використаної літератури. Основний текст роботи викладено на 30 сторінках, в тому числі 21 рисунок. Список використаних джерел з 60 найменувань на 6 сторінках.

Ключові слова: залізничний транспорт, вантажний вагон, візок, направляючі ролики, ковзун, ресурс, математичне моделювання, комп'ютерне моделювання.